

第二章 多级汽轮机

第一节 多级汽轮机的工作过程

一、多级汽轮机的特点和工作过程

1、多级汽轮机的采用：

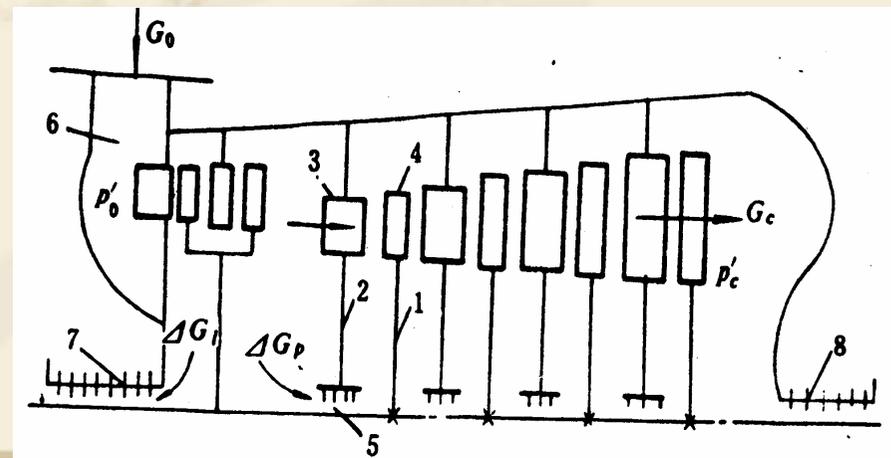
为了提高汽轮机的功率，就必须增加汽轮机的进汽量 G 和蒸汽的理想焓降。从经济和安全两个方面来考虑，只有一个级的汽轮机要能有效地利用很大的理想焓是不可能的。为了有效地利用蒸汽的理想焓降，唯一的办法就是采用多级汽轮机。多级汽轮机的一级只利用总焓降中的一部分。使每一级都能在最佳速度比附近工作，就能有效地利用蒸汽的理想焓降，提高机组效率。

和单级汽轮机相比较，多级汽轮机具有单机功率大和效率高的特点。

- 多级汽轮机有冲动式和反动式两种。国产100MW、125MW、200MW汽轮机都是冲动式多级汽轮机；国产300MW汽轮机则是反动式汽轮机。多级汽轮机通常采用喷嘴调节（控制进汽量），称之为调节级，其余的级称为压力级。中小型汽轮机，通常采用双列级作为调节级，大功率汽轮机多用单列级作为调节级。多级汽轮机的通流部分如图2---1所示。

- 蒸汽进入汽轮机各级膨胀做功，压力和温度逐级降低，比容不断增加。因此，通流部分尺寸是逐级增大的，特别是在低压部分，平均直径增加很快。即叶片的高度越来越长。

- 由于受到材料强度的限制，叶片不可能太长，故大型汽轮机都采用多排汽口。如国产200MW汽轮机，设计为三排汽口和两排汽口；国产300MW汽轮机采用两排汽口。



2, 多级汽轮机的工作过程 :

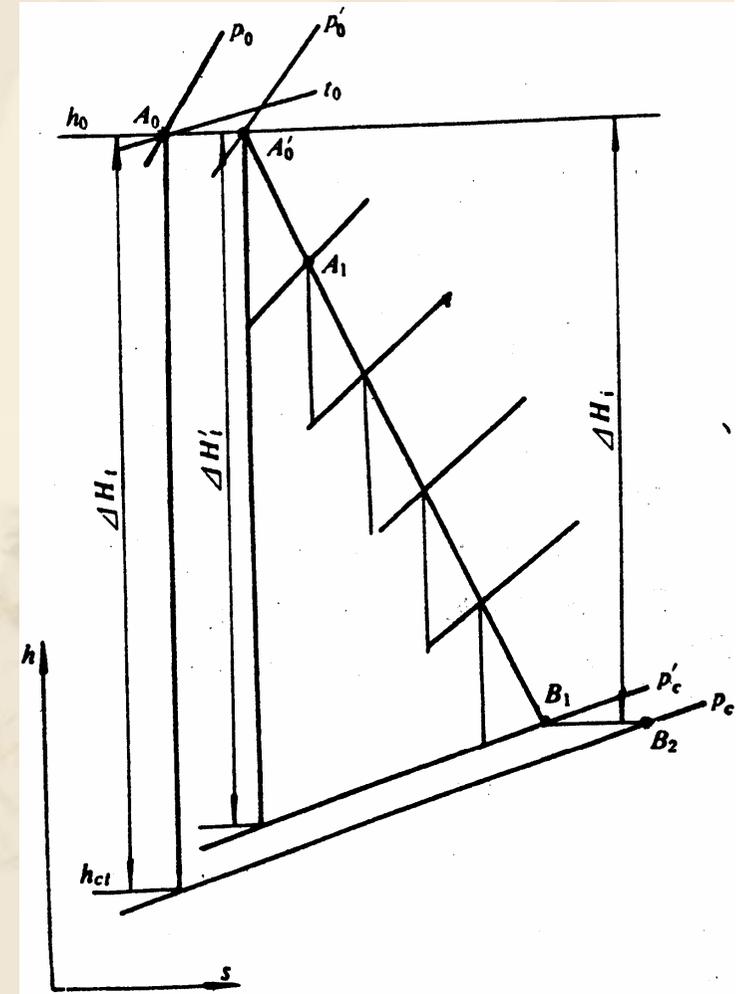
蒸汽在多级汽轮机中

膨胀做功过程和在级中的膨胀做功过程一样。做功过程是重复的, 但参数是变化的。

3, 多级汽轮机的热力过程曲线:

其热力过程曲线如图2---2。调节级前的蒸汽状态点为 $A_0(p_0, t_0)$, 排汽压力用 P_c 表示。汽轮机总理想焓降为 ΔH_t 。由于进汽机的节流损失和排汽机构的压力损失, 故调节级喷嘴前的实际状态点为 A_0' , 而汽轮机末级动叶出口压力为 p_c' 。考虑了这两项损失之后, 则总的理想焓降为 $\Delta H_t'$ 。

ΔH_i 为整机的有效焓降。多级汽轮机前一级的排汽状态点, 就是下一级的进汽状态点。把各点连接起来, 就是多级汽轮机的热力过程曲线。整个热力过程曲线由三部分所组成: 进汽机构的节流过程, 各级实际膨胀过程, 排汽管道的节流过程。



第二节 多级汽轮机的重热现象

一、重热现象

在 $h-s$ 图上，在过热区内，随着温度增加，等压线是呈扩散形；在湿蒸汽区，等压线是斜率为常数的直线。因此，在 $h-s$ 图上的两条等压线之间的距离（焓降）是随着熵的增加而增加的。这样一来，前一级的损失造成的熵增，能使后一级的理想焓降增加。即前一级的损失，加热了蒸汽本身，使后一级的进汽温度升高，即在后一级得到了利用——这就是多级汽轮机的重热现象。

二，重热系数

1，重热系数

如右图：整机理想焓降为 ΔH_t ，

$$\Delta H_t = \Delta h'_{t1} + \Delta h'_{t2} + \Delta h'_{t3} + \dots + \Delta h'_{tn}$$

由于等压线是呈扩散形，所

以 $\nabla N^{II} = \nabla N^{II}$ ， $\nabla N^{I5} > \nabla N_{i}^{I5}$ ， $\nabla N^{I3} > \nabla N_{i}^{I3}$ ， $\dots \nabla N^{III} > \nabla N_{i}^{III}$

以上各式相加得：

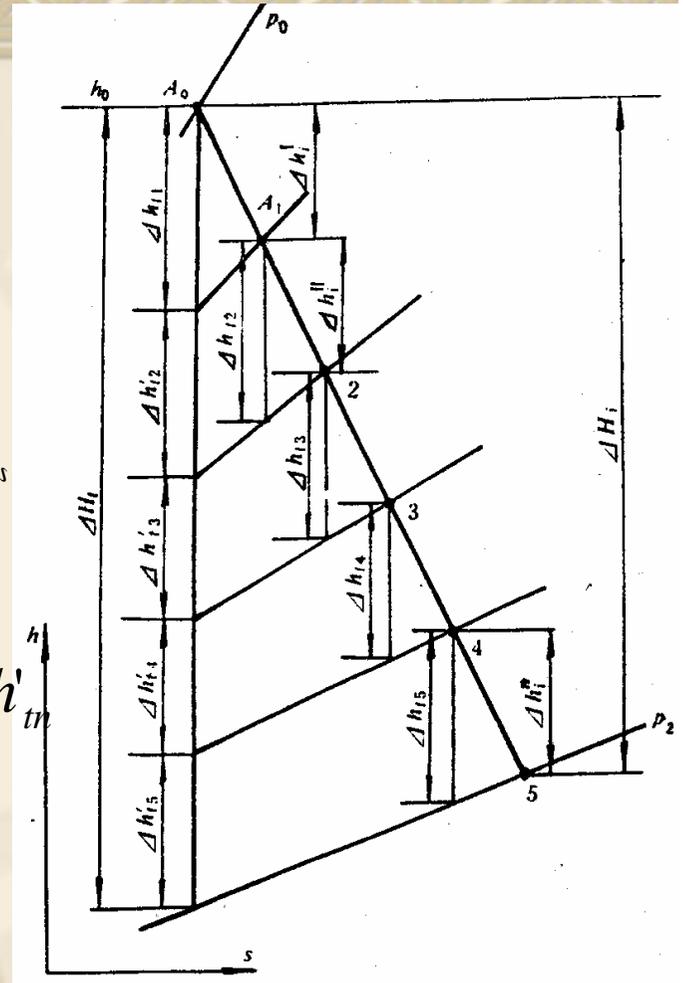
$$\Delta h_{t1} + \Delta h_{t2} + \Delta h_{t3} + \dots + \Delta h_{tn} > \Delta h'_{t1} + \Delta h'_{t2} + \Delta h'_{t3} + \dots + \Delta h'_{tn}$$

即有：
$$\sum_{i=1}^n \Delta h_{ti} > \Delta H_t$$

也就是：
$$\sum_{i=1}^n \Delta h_{ti} = \Delta H_t + \delta \Delta H_t = \Delta H_t \left(1 + \frac{\delta \Delta H_t}{\Delta H_t} \right)$$

上式之比值：
$$\left(\frac{\delta \Delta H_t}{\Delta H_t} \right) = \alpha$$
 称为重热系数，用 α 表示。则上式写成

$$\sum_{i=1}^n \Delta h_{ti} = \Delta H_t (1 + \alpha)$$



2, 整机效率与级效率

根据上述推导, $\delta\Delta H_t$ 表示各级理想焓降之和大于整机理想焓降。由于这部分热量的利用, 使整机的内效率大于各级平均内效率。设各级内效率相等, 用 (η_i^s) 表示, 则各级有效焓降为:

$$\Delta h_i^I = \eta_i^s \Delta h_{t1}$$

$$\Delta h_i^{II} = \eta_i^s \Delta h_{t2}$$

.....,

$$\Delta h_i^n = \eta_i^s \Delta h_{tn}$$

相加得

$$\begin{aligned} & \Delta h_i^I + \Delta h_i^{II} + \dots + \Delta h_i^n \\ &= \eta_i^s (\Delta h_{t1} + \Delta h_{t2} + \dots + \Delta h_{tn}) \end{aligned}$$

$$\sum_{j=1}^n \Delta h_i^j = \eta_i^s \left(\sum_{i=1}^n \Delta h_{ti} \right) = \eta_i^s (1 + \alpha) \Delta H_t$$

而整机的内效率为：

$$\eta_i^T = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_t} = \frac{\sum_{j=1}^n \Delta h_i^j}{\Delta H_t} = \frac{\eta_i^s (1 + \alpha) \Delta H_t}{\Delta H_t} = \eta_i^s (1 + \alpha)$$

由于 $\alpha > 0$ ，所以 $\eta_i^T > \eta_i^s$ ，即整机的内效率大于各级平均内效率。

通常，重热系数 $\alpha = 0.03 \sim 0.08$ ，其大小与下列因素有关：

- 1) 和级数有关，级数多， α 大；
- 2) 与各级内效率有关，级内效率低，则 α 大；
- 3) 与蒸汽状态有关，过热区 α 大，湿汽区 α 小。

** 这里，决不能误认为 α 越大越好。因为 α 增大，是以增加损失为代价的，而重热只能回收损失其中的一小部分。 α 大会使整机的内效率降低。

三，重热系数的计算：

一般用经验公式计算重热系数 $\alpha = k(1 - \eta_{ri}) \frac{\Delta H_t}{4.187} \frac{z - 1}{z}$

其中， k ——修正系数，过热区 $k = 0.2$ ；湿汽区 $k = 0.12$ ；部分在过热区，部分在湿汽区 $k = 0.14 \sim 0.18$ 。

第四节 多级汽轮机的损失

汽轮机除了各级级内损失之外，还有进、排汽管道的节流损失，前后端轴封的漏汽损失，机械损失。

一，前后端轴封的漏汽损失和漏汽量计算

1, 漏汽原因:

- * 由于结构的要求，汽轮机大轴必须从汽缸内向外伸出并支持在轴承座上。这样，大轴和汽缸之间必须留有一定的间隙。
- * 汽缸的高压端，缸内蒸汽压力大于大气压力，蒸汽必然要从间隙向外泄漏。这样就减少了做功蒸汽量，降低了机组的经济性。
- * 在机组的排汽端，缸内为真空运行，蒸汽压力低于大气压力，外界的空气将通过间隙流入汽缸内，破坏真空，也会降低机组的经济性。

2, 减少漏汽的措施:

为了提高汽轮机的经济性，防止或减小这种漏进、漏出现象的存在，因此，在汽轮机的两端漏气（汽）处装设汽封，以减少漏气（汽）量。

- 装在汽轮机高压端的汽封称为前轴封，作用是为了减少高温高压蒸汽从汽缸内向外泄漏；
- 装在汽轮机低压端的汽封称为后轴封，它的作用是为了防止外界空气漏向汽缸，保证汽缸内的真空度。
- 对于多缸的大型汽轮机，每个缸的两端都有轴封，其作用要根据具体情况而定。

（一）齿形轴封的工作原理

1, 齿形轴封的结构:

现代汽轮机中常见的轴封是齿形轴封，它是由许多固定在汽缸上的金属片组成。其高低齿与轴或者轴套上的凸肩沟槽相错对应，使两者之间保持一较小的间隙 δ ，以形成许多汽封齿隙。而两齿之间形成一个环形汽室，如图2--- 8所示。

2, 减少漏汽的途径: 当漏汽通过轴封时, 依次逐个通过这些齿隙和环形汽室。通过轴封漏量按续程方程

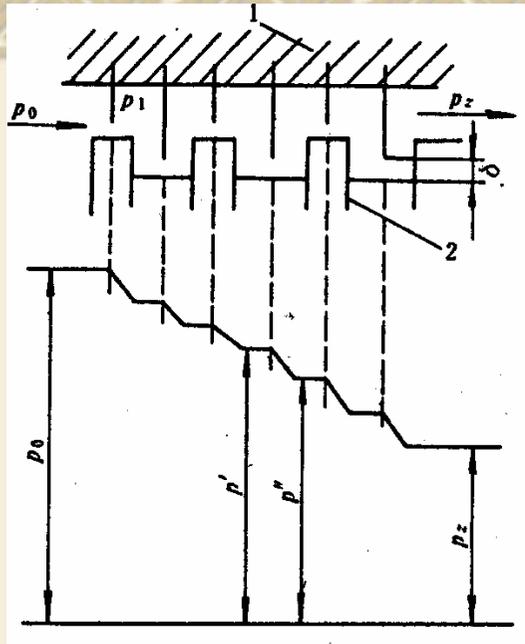
$$\Delta G_l = \frac{A_l C}{v}$$

来确定。为了减少漏汽量, 可以通过: 减少齿隙面积A、汽流速度C和增大比容V等办法来实现。但是:

(1), 比容是蒸汽流动状态来决定, 不可任意改变。

(2), 而面积 $A_l = \pi d_l \delta$ (d_l 、 δ 分别为轴封直径、间隙)、轴封直径d是由大轴的强度确定。为了保证安全, 间隙 δ 不能太小(一般 $\delta = 0.3 \sim 0.6 \text{ mm}$)。 δ 太小, 可能使大轴与轴封片摩擦, 造成大轴弯曲, 引起机组振动。

(3), 唯一可行的办法就是减小汽流速度C。汽流速度C取决于轴封齿两侧的压力差, 所以减小轴封齿两侧的压力差是减少轴封漏汽量的主要措施。



3. 齿形轴封的工作原理：从左图可见到，蒸汽通过一环形齿隙时，由于通道面积减小，速度增加，压力从 p_0 降到 p_1 。但是蒸汽进入两齿间的大空间时，容积突然增大，速度大为减小。由于涡流和碰撞，蒸汽动能被消耗而转变成热量，使蒸汽焓值又回到原值，如左下图所示。即蒸汽通过轴封齿隙为一节流过程。其后，蒸汽每通过轴封一齿隙时，都重复这一过程，压力不断降低，直到降低轴封最后一齿后的压力为止。所以，轴封的作用是将一个较大的压差分割成若干个减小的压差，从而达到降低漏汽速度，减小漏汽量的作用。这就是齿形轴封的工作原理。

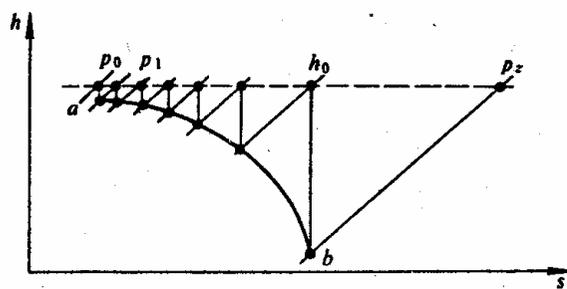


图 2-9 芬诺曲线

蒸汽每通过轴封一齿隙时，压力不断降低，容积不断扩大，而流量是相同的。根据连续性方程，则流速是越来越大的，并在最后一齿大最大。如左图所示， ab 曲线对应 $C/v = \text{常数}$ ，称为芬诺曲线。

（二）轴封漏汽量计算：

为了计算轴封漏汽量，这里作两个假设：

- 1，蒸汽在轴封间隙中的流动和在简单的渐缩喷嘴中的流动相似；
- 2，假定轴封各齿隙的面积都相同。

从轴封的工作原理可知，蒸汽在轴封间隙中的流动时，汽流速度是逐级增加的。现在又蒸汽在轴封间隙中的流动和在简单的渐缩喷嘴中的流动相似。所以，蒸汽在轴封间隙中的最大速度是**临界速度**，这一速度只可能在轴封最后一齿中达到。这样，蒸汽在轴封间隙中的流动可能产生**两种情况**：

- 1，蒸汽在轴封各齿隙中的流动均小于**临界速度**；
- 2，蒸汽在轴封最后一齿隙中达到**临界速度**，而在以前各齿中其汽流速度均小于**临界速度**。

1, 蒸汽在轴封最后一齿隙中流速低于临界速度时

若已知轴封前后蒸汽压力为 p_0 、 p_z ，轴封间隙为 δ ，轴封齿数为 z_l ，高低齿间隙处的直径分别为 d_1 、 d_2 [二者相差小，用平均半径 $d_l = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$]，则轴的齿隙面积 $A_l = \pi d_l \delta$ 。则通过轴封的漏汽量可用下式计算：
$$\Delta G_l' = A_l \sqrt{\frac{p_0^2 - p_z^2}{z_l p_0 v_0}}$$

从上式可知，当轴封前后蒸汽压力确定后，增加轴封齿数，可减少漏汽量。

2, 蒸汽在轴封最后一齿隙中流速达到临界速度时

根据上述公式分析，当蒸汽在轴封最后一齿隙中流速达到临界速度，而在此之前的各齿中，汽流速度均小于临界速度的情况下，其漏汽量可用上式计算：

$$\Delta G_l' = A_l \sqrt{\frac{p_0^2 - p_{z-1}^2}{(z_l - 1) p_0 v_0}}$$

而蒸汽在最后一齿隙中流速达到临界速度，其流量为临界流量，因此应按临界流量公式进行计算，即

$$\Delta G_l' = 0.648 A_l \sqrt{\frac{p_{z-1}^2}{p_0 v_0}}$$

根据连续性，两种流量应相等。则轴封最后一齿隙中流速达到临界时，漏汽量为：

$$\Delta G_l' = A_l \sqrt{\frac{p_0}{(z_l + 1.4) v_0}}$$

3, 临界状态判别式

当蒸汽在轴封最后一齿隙中流速达到临界速度时, 则该齿前后压力比 $p_z / p_{z-1} \leq 0.546$ 。则可得到临界状态判别式: $\frac{p_z}{p_0} \leq \frac{0.85}{\sqrt{z_l + 1.4}}$

即当 $\frac{p_z}{p_0} \leq \frac{0.85}{\sqrt{z_l + 1.4}}$ 时, 则说明最后一齿达到临界速度; 反之, 若 $\frac{p_z}{p_0} > \frac{0.85}{\sqrt{z_l + 1.4}}$, 则说明最后一齿未达到临界速度。当判别之后, 分别计算其相应的漏汽量。

4, 轴封漏汽量的流量系数

在上述两种情况下的轴封漏汽量计算式中, 没有考虑轴封结构的影响。所以, 流过轴封的实际漏汽量, 应该是在上述两种计算式中所计算漏汽量再乘以一个流量系数。即 $\Delta G = \mu_l \Delta G_l'$ 不同结构的轴封, 其流量系数可从图 2---10 中查得。

* 对于平齿齿封, 其流量的计算, 则要从图 2---11 中查取一个修正系数, 用此系数乘以用上述方法计算而得到的轴封漏汽量, 即

$$\Delta G = k_k \mu_l \Delta G_l'$$

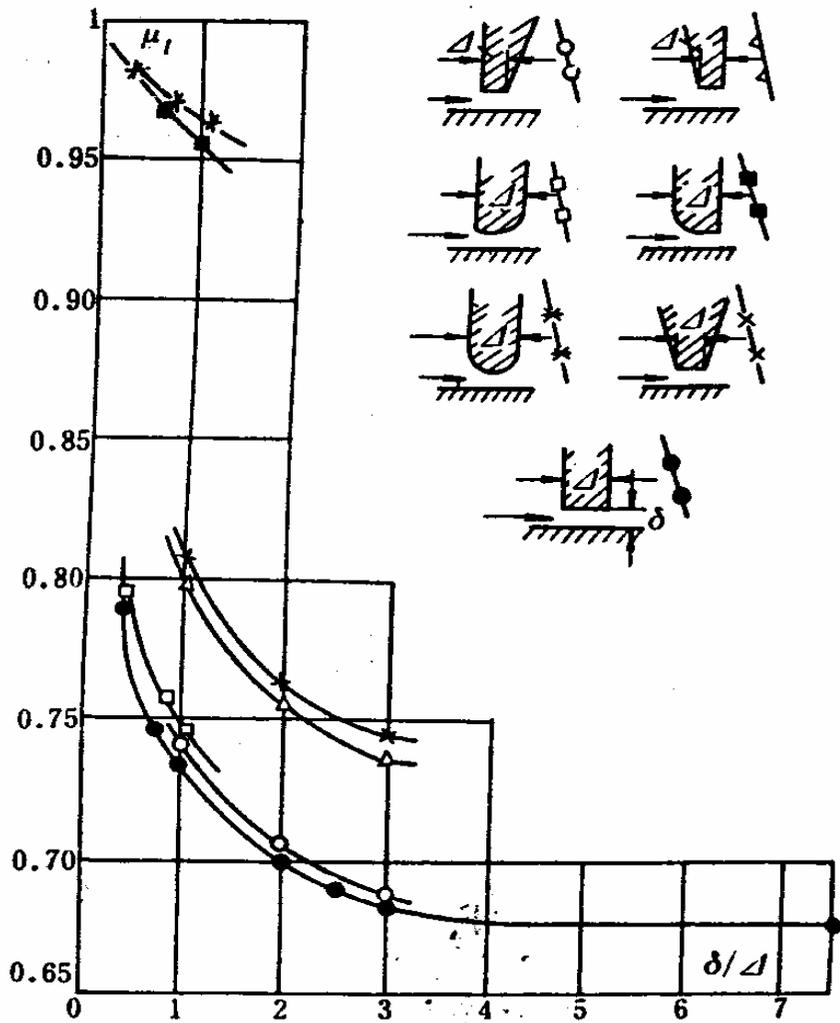


图 2-10 齿形轴封的流量系数

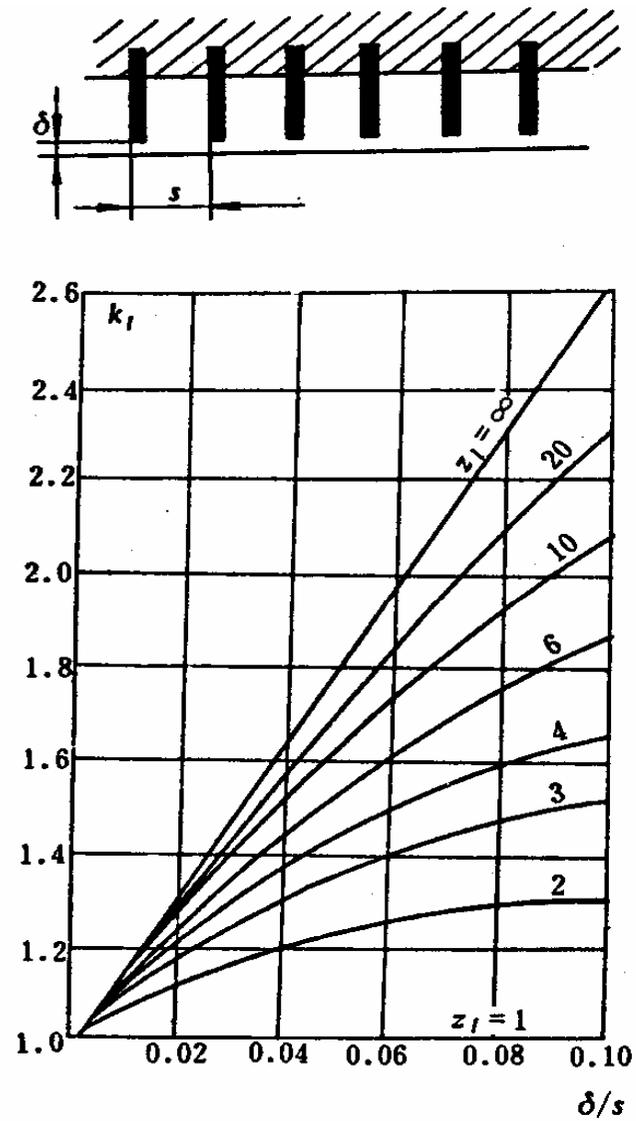


图 2-11 平齿轴封的修正系数

图2—10、图2——11 流量系数、修正系数

二，汽轮机进、排汽机构的压力损失

汽轮机必须有进汽机构和排汽管道。进汽机构由主汽阀、调节阀、导汽管和蒸汽室组成。排汽机构是一个扩散形的排汽管所构成。蒸汽通过汽轮机进、排汽机构时，由于摩擦和涡流的存在，会使压力降低，形成损失。

1，进汽机构中的压力损失

由于摩擦和涡流的存在，蒸汽通过汽轮机进汽管道就会有压力降低。这个压力降低不作功，是一种损失。而第一级喷嘴前的压力为 p_0 ，则 $\Delta p_0 = p_0 - p_0$ 。

从图2--- 1 3 (b) 中可见，由于压力差 Δp 存在，使整机理想焓降从 $\Delta H_t''$ 降为 ΔH_t 。蒸汽在进汽机构中的压力损失和管道长短、阀门型线、蒸汽室形状及气流速度有关。通常，当阀门全开时，气流速度为 $(40 \sim 60) \text{ m/s}$ ，则在进汽机构中由于节流所引起的压力损失为：

$$\Delta p_0 = p_0 - p_0 = (0.03 - 0.05) p_0 \quad (2\text{---}4\ 2)$$

对于大型汽轮机（如国产200MW、300MW汽轮机），中压缸和低压缸之间有低压导汽管道相连接，则低压导汽管道的压力损失为：

$$\Delta p_s = p_s - p_s = (0.02 - 0.03) p_s \quad (2\text{---}4\ 4)$$

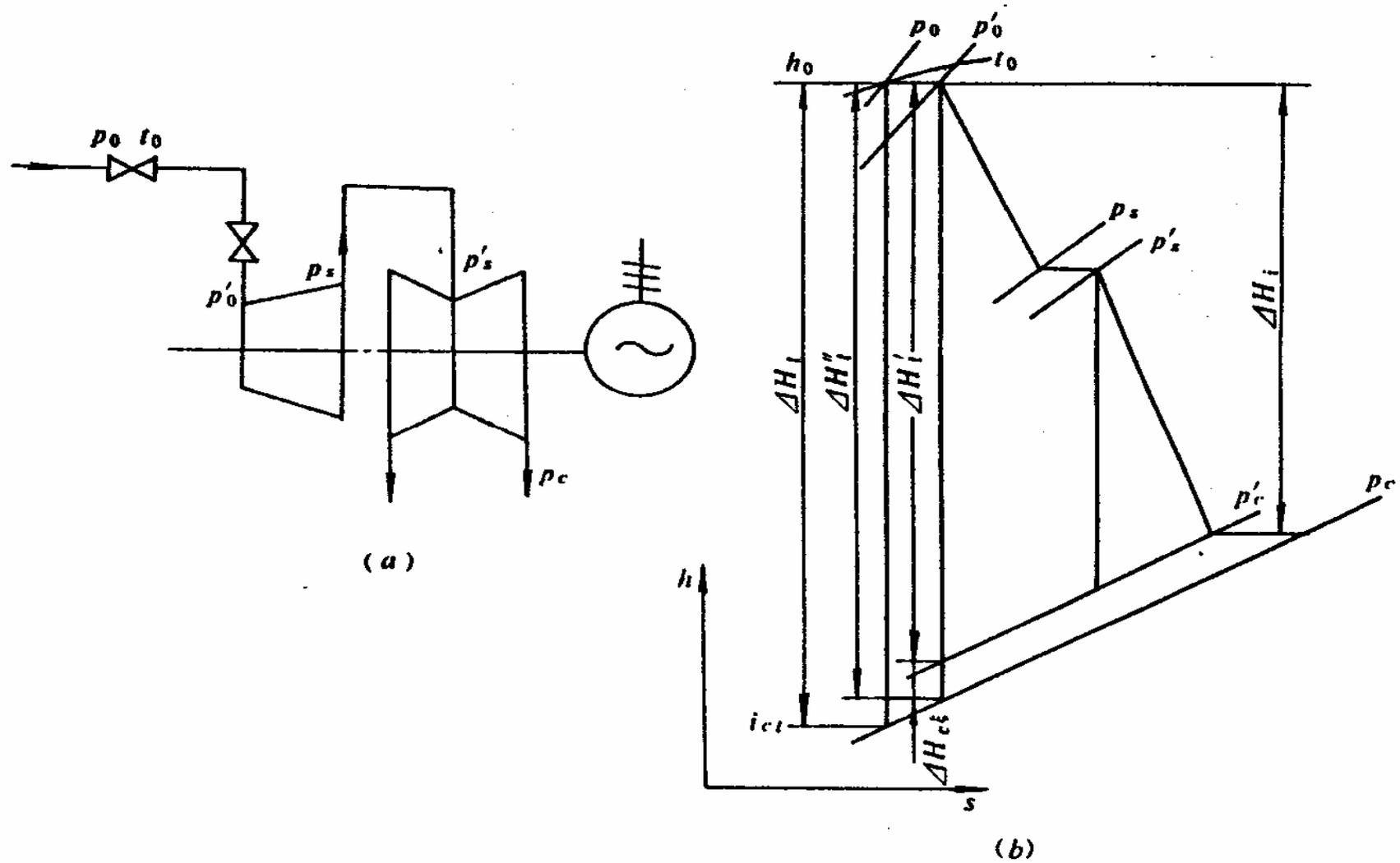


图2—13 考虑了进、排汽机构的压力损失的热力过程曲线

2、排汽管道的压力损失：乏汽从末级动叶排出，经排汽管到凝汽器或供热管道，蒸汽在其中流动时，因摩擦、涡流等原因，会造成压力损失，即排汽管道的压力损失。若末级动叶出口压力为 p_c' ，凝汽器的压力为 p_c ，则压力损失为 $\Delta p = p_c' - p_c$ 。由于压力损失的存在，从图2—13(b)可知，使整机理想焓降由 $\Delta H_t''$ 变为 $\Delta H_t'$ 。差值为 $\delta H_t = \Delta H_t'' - \Delta H_t'$ ，压力损失主要取决于流速的大小、排汽管道的型线结构等原因。通常用下式来估计排汽管道的压力损失，即

$$\Delta p = p_c' - p_c = \lambda \left(\frac{C_{ex}}{100} \right)^2 p_c$$

式中， λ ——阻力系数，一般取 $\lambda=0.05\sim 0.1$ ；

C_{ex} ——排汽管中的汽流速度，对于凝汽机，取 $C_{ex}=80\sim 120\text{m/s}$ ；对于背压机，取 $C_{ex}=40\sim 60\text{m/s}$ 。

三，机械损失

汽轮机在工作时，要克服支持轴承、推力轴承的摩擦阻力，还要带动主油泵和调速系统工作，必然要消耗一部分功率。通常，用机械损失来描述。汽轮机的机械损失一般用机械效率来计算。这样，

$$\eta_m = \frac{N_{eff}}{N_i} = \frac{N_i - \Delta N_m}{N_i} = 1 - \frac{\Delta N_m}{N_i} \quad (2-50)$$

式中， N_{eff} 、 N_i ——分别为汽轮机的轴端功率、内功率；

ΔN_m ——为机械损失，对于同一台机组，由于转速为常数，所以近似为常数。

第五节 汽轮机装置的效率

火力发电厂的生产过程，要经过一系列的能源转换之后，最后才能将矿物燃料的化学能转变为电能。在这些转换过程中，要用各种效率来描述整个能源转换过程中的完善程度。

一、汽轮机的相对内效率 η_i

汽轮机的相对内效率是衡量汽轮机内能源转换完善程度的重要指标。它是整机的有效焓降与理想焓降之比，即

$$\eta_i = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_t} \quad (2-5-2)$$

汽轮机的相对内效率是考虑了机组进出口管道的压力损失和各级内能的。

二，汽轮机的内功率

汽轮机的内功率 等于汽轮机的进汽量与有效焓降之乘积。

对于无回热加热系统的汽轮机，它的内功率为：

$$N_i = G_0 \Delta H_i = G_0 \Delta H_t \eta_i \quad (\text{kw}) \quad (2-53)$$

或者，

$$N_i = \frac{D_0 \Delta H_i}{3600} = \frac{D_0 \Delta H_t \eta_i}{3600} \quad (\text{kw}) \quad (2-53a)$$

对于有回热加热系统的汽轮机，它的内功率为：

$$N_i = \sum_{j=1}^n \frac{D_j \Delta H_j}{3600} = \sum_{j=1}^n G_j \Delta H_j \quad (2-53b)$$

其中，D、G为汽轮机各级蒸汽量， ΔH_j 为相应的有效焓降。

三，汽轮机的轴端功率、电功率

对于无回热加热系统的汽轮机，它的轴端功率为：

$$N_{ax} = N_i \eta_m = \frac{D_0 \Delta H_t \eta_i \eta_m}{3600} \quad (2-56)$$

汽轮机以轴端功率来拖动发电机发电，还要考虑发电机的机械损失和电气损失。用 η_g 表示发电机的效率，则在发电机的出线端所获得的电功率为：

$$N_{el} = N_{ax} \eta_g = \frac{D_0 \Delta H_t}{3600} \eta_i \eta_m \eta_g = \frac{D_0 \Delta H_t}{3600} \eta_{r.el} \quad (2-57)$$

其中， $\eta_{r.el} = \eta_i \eta_m \eta_g$ 称为相对电效率。它表示每 kg 蒸汽所具有的理想焓降中最后转变为电能的份额，是衡量汽轮发电机组经济性的一项重要指标。

四，循环热效率和绝对电效率

由于汽轮发电机组热力循环中存在着冷源损失，所以，为了使得1 kg 蒸汽获得理想焓降为 ΔH_t 的热量，就需要加给它比多许多的热量。若忽略水泵耗功，并且使装置按朗肯循环工作，则装置的循环热效率为：

$$\eta_t = \frac{\Delta H_t}{h_0 - h_c} \quad (2-58)$$

其中， h_0 ----- 蒸汽的初焓，

h_c ----- 凝结水焓，即在背压 p_c 下的饱和水焓。

这里， $h_0 - h_c$ 为每1 kg 蒸汽在锅炉中所获得的热量。对于有回热加热系统来说，则应为末级高压加热器出口的给水焓值 h_{fw} 。这样，整个热力循环中加给1kg 蒸汽的热量最终转变为电能的份额称为绝对电效率，用 η_{el} 表示：

$$\eta_{el} = \frac{N_{el}}{Q_0} = \frac{D_0 \Delta H_t \eta_i \eta_m \eta_g}{D_0 (h_0 - h_{fw})} = \eta_t \eta_i \eta_m \eta_g \quad (2-59)$$

五，汽耗率d热耗率q

除了用效率表示汽轮发电机组的经济性外，还经常用汽耗率d热耗率q来表示其经济性。生产1kw.h的电能所需要的蒸汽量称为汽耗率，用d表示，即

$$d = \frac{D_0}{N_{el}} = \frac{3600}{\Delta H_t \eta_{r.el}} \quad (\text{kg / kw.h}) \quad (2 \text{ --- } 60)$$

对于同功率的汽轮机组，虽然功率相同，但因蒸汽的初终参数不同，而使得汽耗量不一样。所以，汽耗率d并不宜用来比较不同类型机组的经济性，而是采用反映机组经济性的另一指标——热耗率，即发出1kw.h电能所需要热量，用q表示：

$$\begin{aligned} q &= \frac{Q_0}{N_{el}} = \frac{D_0(h_0 - h_{fw})}{N_{el}} = d(h_0 - h_{fw}) \\ &= \frac{3600(h_0 - h_{fw})}{\Delta H_t \eta_{r.el}} = \frac{3600}{\eta_{el}} \end{aligned}$$

对于中间再热机组来说，

$$q_r = d[(h_0 - h_{fw}) + \frac{D_r}{D_0}(h_r - h_r)] \quad , \quad (\text{kJ} / \text{kw.h}) \quad (2\text{----} 6 2)$$

其中， D_0 、 D_r ----- 汽轮机总进汽量、再热蒸汽量，（kg/h），
 h_r 、 h_r ----- 再热蒸汽初焓、高压缸排汽焓，（kJ/h）。

再考虑锅炉效率、管道损失及发电厂各种风机、水泵耗电的影响，整个火力发电厂的绝对电效率要比汽轮发电机组的绝对电效率低，而火力发电厂的热耗率亦比汽轮发电机组的热耗率高。火力发电厂的绝对电效率为：

$$\eta_{s.el} = C_s \eta_{el} \quad (2\text{----} 6 3)$$

其中， C_s 是涉及锅炉效率、管道效率及厂用电的系数。一般取 $C_s = 0.8 \sim 0.85$ 。

当前世界主要工业发达国家火力发电厂的平均热效率为(30 ~ 35) %，而大型机组可达40%。汽轮发电机组的各种效率和经济指标见表2-1。国产200MW汽轮发电机组的热耗率为 $q = 8402 \text{ kJ} / \text{kw.h}$ ，国产300MW汽轮发电机组的热耗率为 $q = 7993 \text{ kJ} / \text{kw.h}$ 。

第七节 多级汽轮机的轴向推力及平衡方法

一、多级汽轮机的轴向推力

蒸汽通过汽轮机通流部分膨胀做功时，对叶片的作用力由圆周分力和轴向分力所组成。其中，圆周分力推动叶轮做功，而轴向分力则对转子产生一个轴向推力。

在一般情况下，作用在一个冲动级上的轴向推力由 4 部分组成：

$$F_{z1}$$

1、作用在动叶片上的轴向力

$$F_{z1} = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \pi d_b l_b (p_1 - p_2)$$

(2—65)

$$\Omega_p = \frac{p_1 - p_2}{p_0 - p_2}$$

当反动度不大时，压力反动度（ Ω_m ）和焓降反动度相差不大，这样一来，则上式为

$$F_{z1} = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \pi d_b l_b \Omega_m (p_0 - p_2)$$

(2—66)

2、作用在叶轮面上的轴向力

$$F_{z2} = \frac{\pi}{4} [(d_b - l_b)^2 - d_1^2] p_d - \frac{\pi}{4} [(d_b - l_b)^2 - d_2^2] p_2$$

当叶轮两侧轮毂相等时，则上式为：

$$F_{z2} = \frac{\pi}{4} [(d_b - l_b)^2 - d^2] (p_d - p_2) \quad (2---67)$$

其中， p_d 为叶轮前的压力。（略）

3、作用在轮毂上或者转子凸肩上的轴向力

$$F_{z3} = \pi d_p h \sum_{i=1}^n \Delta p_i \quad (2---68)$$

4、作用在轴封凸肩上的轴向力

$$F_{z4} = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) p_x \quad (2---70)$$

这样，多级汽轮机总的轴向推力为各级轴向推力之和。即

$$, \quad (\text{N}) \quad (2---71)$$

$$F_z = \sum F_{z1} + \sum F_{z2} + \sum F_{z3} + \sum F_{z4}$$

二、轴向推力的平衡方法

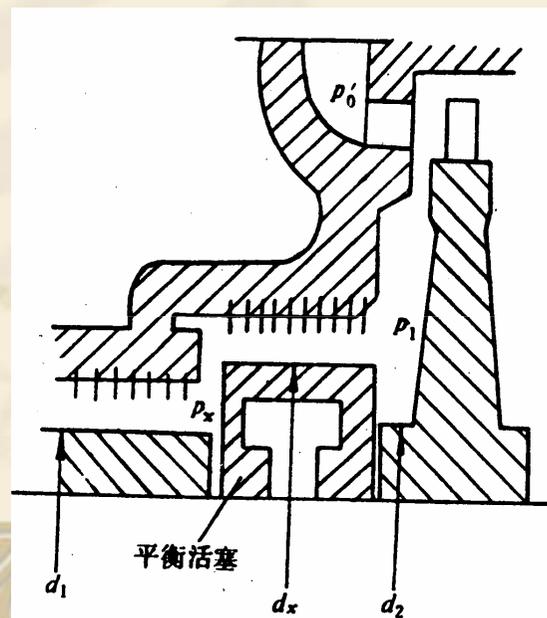
在多级汽轮机中，总的轴向推力是很大的。特别是反动式汽轮机，其总的轴向推力可达200~300T，冲动式汽轮机，其总的轴向推力可达40~80T。这样大的轴向推力是推力轴承所不能承受的。因此，必须设法减少总的轴向推力，使之符合推力轴承的能承载能力。也就是说，对汽轮机总的轴向推力应加以平衡。常见的轴向推力平衡办法有：

1. 采用平衡孔平衡轴向推力

在叶轮上开设平衡孔可以减少叶轮两侧的压力差，从而可以减少作用在叶轮上的轴向力。

2. 设置平衡活塞

如图2---23所示，在平衡活塞上装有齿形轴封，当蒸汽由活塞的高压侧向低压侧流动时，压力由 p_0 降为 p_x 。平衡活塞在压力差作用下，就产生了一个向左的作用力。这个力刚好与 F_z 方向相反，起到了平衡作用。



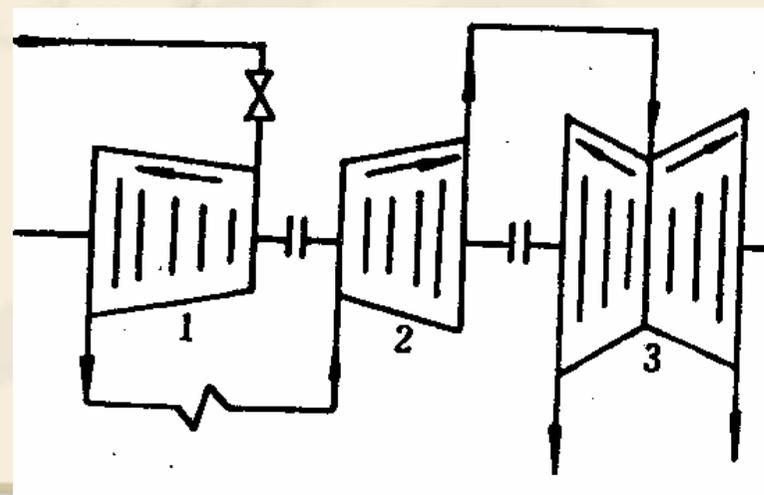
3. 采用多缸反向布置

采用多缸反向布置，使汽流在不同的汽缸中作反向流动，其轴向力方向相反，达到了平衡的目的。图2---24为多缸反向布置的示意图。国产125MW、200MW、300MW 汽轮机都采用多缸反向布置的办法来平衡轴向力。

4. 推力轴承所承担的轴向推力

汽轮机的运行要求推力轴承承担一部分轴向推力，以保证汽轮机运行工况发生变化时，轴向推力方向不变，达到机组稳定运转的目的。推力轴承所承担的轴向推力为： $F_b = F_z - F$

为了安全起见，核算推力轴承时，其安全系数 μ 应大于1.5~1.7。



第八节

汽轮机的极限功率

一，汽轮机单机容量

凝汽式汽轮机的功率可用下式表示：
$$N_{el} = \frac{D_0 \Delta H_t \eta_i \eta_m \eta_g}{3600}$$

其中，整机的理想焓降 ΔH_t 取决于初终参数。在常见的初终参数条件下 $\Delta H_t = 1000 \sim 1500$ kJ/kg。三个效率的变化不大。所以，汽轮机所能发出的最大功率就决定于进汽量。而通过汽轮机的最大流量又决定于末级叶片的几何尺寸。在汽轮机中，蒸汽膨胀到末级时，其容积流量达最大值。所以，要求通流面积也最大。因此，末级动叶片必须做得很长。由于汽轮机转子作高速旋转，长叶片将产生巨大的离心力。叶片材料的强度是有限的，因此，末级叶片的叶高将受到限制。这就是说，单缸单排汽的汽轮机的功率是有限的，其最大功率称为汽轮机的极限功率。通常，单缸单排汽的汽轮机的极限功率可达100 MW（对于高压机组而言）。

二，提高汽轮机单机容量的措施

由于单缸单排汽汽轮机受到极限功率的限制，为了得到更大的功率，就必须采取其他措施，常用的办法有：

1，提高新蒸汽的参数

提高新蒸汽的参数可以增大整机的理想焓降，再加上中间再热，就能较大地提高单机功率；

2，采用高强度低重度的合金材料

由于汽轮机单机功率受到末级叶片材料强度的限制（离心力太大），故末级叶片不可能做得很长，通流面积大小有限。采用高强度低重度的合金材料制造末级叶片，就可以在保证叶片强度的条件下，增长末级叶片的高度，即增大通流面积，从而达到增加进汽量、增大汽轮机单机功率的目的。

3，采用多排汽口

采用多排汽口，就是对汽轮机的低压缸进行分流。这是当前提高汽轮机单机功率最有效的办法。

4, 采用给水会热加热系统:

从汽轮机中间某些级抽出部分蒸汽来加热给水,一方面可以减少排汽量,同时也可以增加进汽量。减少排汽量,可以降低末级叶片高度,同时可以减少冷源损失;增加进汽量,可以增大机组功率,增大高压部分叶高和部分进汽度,提高其效率。这而者都是可以热效率的。

以上4点是提高汽轮机单机容量的主要措施,另外还有:

5, 提高背压;

6, 采用双层叶片;

7, 采用低转速。

三， 中间再热式汽轮机的采用

1， 新蒸汽参数的提高所带来的影响

提高新蒸汽的初压，可以提高汽轮发电机组的效率。但蒸汽在汽轮机中作功膨胀到末了时，湿度增加。湿度增加会引起湿汽损失，降低了机组的效率，同时湿度增加而生成的水滴会侵蚀叶片，降低了机组的使用寿命，影响机组的安全经济运行。

2， 采用中间再热

为了解决这一问题，在提高新蒸汽初压同时，也提高新蒸汽初温。但新蒸汽温度的提高，受到金属材料的限制。而采用中间再热是解决这一矛盾的最好办法。采用中间再热就是将在汽轮机中作过功的蒸汽从某中间级全部抽出来，送入锅炉再热器进行再过热，提高温度后又送入汽轮机中低压缸继续作功。这种循环称为中间再热循环。按这种循环设计、制造的汽轮机称为中间再热式汽轮机。

3、采用中间再热可以提高经济性，但也带来以下一些问题：汽轮机结构复杂，系统复杂，管道布置复杂；汽轮机、锅炉运行方式复杂，调节系统要求高。因此，只有大型机组才采用，并且一般只采用一次中间再热循环。二次中间再热循环只有在能源严重缺乏的日本采用过。国产125MW、200MW、300MW 和 600MW 汽轮机都毫不例外地采用一次中间再热循环系统。

作业与思考题：

- 1、为什么要采用多级汽轮机？
- 2、画出多级汽轮机的热力过程曲线。
- 3、多级汽轮机有哪些损失？各是如何产生的？又如何减少？
- 4、叙述齿型轴封的工作原理。
- 5、解释：汽轮机的相对内效率、内功率、轴端功率、电功率；相对电效率、循环热效率、绝对电效率；汽耗率、热耗率。
- 6、多级汽轮机轴向推力的平衡办法。
- 7、提高汽轮机单机容量的措施有哪些？